بررسی تجربی و عددی آثار پذیرش جزئی بر توزیع جریان در فضای محوری توربین فراصوت*

رضا آقایی‌طوق[۱] ابوالقاسم مسگرپورطوسی[۲]

چکیده *در توربین‌های محوری که در نسبت فشارهای بالا کار می‌کنند، می‌توان با استفاده از پره‌های فراصوت کـار ویـژه‌ی بـالا بـه‌دسـت آورد. در این توربین‌ها دبی جرمی سیال کاری کم می‌باشد و ارتفاع پره‌ها کوچک است. جریان در گذرگاه‌هایی بـا ارتفـاع کوچـک، بـه‌دلیـل تشکیل گردابه‌های نعل اسبی یا انتهای دیواره، دچار انسداد می‌شود. استفاده از روش پذیرش جزئی امکان استفاده از پره‌های بلنـدتر را فـراهم و از این نوع اتلافات جلوگیری می‌کند. اما پذیرش جزئی خود موجب بـروز اتلافـات دیگـری اسـت کـه از پارامترهـای متعـدد، از جملـه پارامترهای هندسی نازل‌های ورودی توربین پیروی می‌کند. نازل‌ها در حکم استاتور می‌باشند و به‌صورت هم‌گرا- واگـرا هسـتند. پارامترهـای هندسی تأثیر خود را در توزیع جریان در فضای محوری خروجی نازل- ورودی روتور نشان می‌دهند. علاوه‌برآن، تغییر ایـن پارامترهـا، حتـی به‌صورت جزئی، موجب تغییر درجه‌ی پذیرش جزئی می‌گردد. مطالعات نشان می‌دهد، راندمان توربین به‌شدت بـه درجـه‌ی پـذیرش جزئـی وابسته است. در این مقاله، با انجام آزمایش‌های تجربی و تحلیل‌های یک‌بعدی و سه‌بعدی، الگوی جریان و پارامترهای مؤثر بر آن در فضـای محوری بررسی و ارزیابی شده است. نتایج نشان می‌دهد که تغییرات اندک پارامترها تأثیر قابل توجهی بر توزیـع جریـان و عملکـرد تـوربین دارد.*

واژه‌های کلیدی توربین فراصوت، پذیرش جزئی، فاصله‌ی محوری، تحلیل عددی سه‌بعدی.

Experimental and Numerical Study of Partial Admission Effect on Flow Distribution in Supersonic Turbine Axial-Gap

R. Aghaei tog A. Mesgarpour Tousi

Abstract *In high-pressure axial turbines, when the fluid mass flow is low, the supersonic blades are being used to obtain a high specific work output. To prevent losses due to low blade aspect ratio, the turbine is used in partial admission conditions. The turbine stator is a group of convergence-divergence nozzles that provides the supersonic flow. The design of these nozzles is important, because there is a direct relationship between the degree of partial admission and nozzle design parameters. The turbine efficiency is highly dependent on partial admission degree. To assess, in first step, an evaluation was carried out using an appropriate turbine efficiency correlation; then, a three-dimensional numerical analysis was implemented, and finally a series of experimental tests were carried out to validate the above assessments. The experimental results showed a good agreement with 1D and 3D numerical predicted results of turbine performance. The results showed that even small changes in the nozzle geometric parameters and partial admission degree, have a significant impact on the turbine performance and the flow distribution in the axial gap.*

Key Words Partial Admission, Supersonic Turbine, Axial Gap, Loss Modelling, 3D numerical analysi.

---

* تاریخ دریافت مقاله ۹۱/۱۲/۱۳ و تاریخ پذیرش آن ۹۲/٤/۱۸ می‌باشد.

(۱) دانشجوی دکترای پیش‌رانش، دانشکده‌ی مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر.

(۲) نویسنده‌ی مسؤول: دانشیار، دانشکده‌ی مهندسی هوافضا، دانشگاه صنعتی امیرکبیر.

مقدمه

مطالعات و پژوهش‌های اولیه در زمینه‌ی توربین‌های ضربه‌ای فراصوت، به اواخر دهه‌ی ۱۹۴۰ برمی‌گردد. بخشی از کارهای انجام‌یافته در این زمینه به مدل‌سازی‌های ریاضی اتلافات جریان در این توربوماشین‌ها مربوط است و بخشی دیگر به تحلیل‌های تجربی و عددی اشاره دارد. روبرت و همکاران [1]، به‌طور تجربی نشان دادند که با کاهش درصد پذیرش جزئی به نصف پذیرش کلی، توان خروجی توربین به‌شدت کاهش می‌یابد. بالژه و بینسلی [2]، اتلافات اضافی ناشی از پذیرش جزئی را نشان دادند. بررسی تجربی یک توربین تک‌مرحله‌ای توسط کلاسن [3]، برای برآورد تأثیر درجه‌ی پذیرش‌های مختلف بر عملکرد توربین نشان داد که با کاهش درصد پذیرش جزئی، راندمان پایین می‌آید. بون و همکاران [4]، تغییرات راندمان براساس سطح مقطع عرضی کانال و دبی جرمی را تشریح کردند. در آزمایش‌های آن‌ها معلوم شد که وابستگی راندمان توربین در پذیرش جزئی به دبی جرمی بیش‌تر از شکل سطح مقطع می‌باشد. چو و همکاران [5] مدلی برای پیش‌بینی عملکرد یک توربین محوری کوچک (ضربه‌ای) با پذیرش جزئی ارائه دادند.

در سال‌های اخیر، استفاده از تحلیل عددی و دینامیک سیال محاسباتی در محاسبه‌ی توربوماشین‌ها به‌طور قابل ملاحظه‌ای افزایش یافته است. بسیاری از پژوهش‌گران مانند گرولیموس [6]، تاکر (۲۰۰۵) [7]، آقایی طوق و همکاران [8-12]، ابزار تحلیل عددی را به‌طور وسیع در تحلیل جریان‌های توربوماشینی مورد استفاده قرار داده‌اند. اسکوپک و همکاران [13]، تغییرات راندمان به‌ازای کاهش نرخ جریان پذیرش جزئی به ۰/٤۰ را بررسی کردند. آن‌ها نشان دادند که می‌توان راندمان را با کاهش فاصله‌ی محوری بین نازل و روتور افزایش داد. گریفین و دورنی [14]، عملکرد یک توربین فراصوت تک‌مرحله‌ای را در شرایط پذیرش کامل و پذیرش جزئی به‌صورت عددی مدل کردند. بررسی نتایج نشان می‌داد، به‌سبب فیزیک خاص و طبیعت جریان در پذیرش جزئی، در شبیه‌سازی عددی، برای رسیدن به جواب‌های دقیق و صحیح، بایستی پذیرش جزئی لحاظ شود.

جئونگ و همکاران [15]، تأثیر فاصله‌ی محوری نازل- روتور را بر عملکرد یک توربین فراصوت با پذیرش جزئی دارای پوشش مورد بررسی قرار دادند. براساس نتایج کار جئونگ، راندمان کلی توربین به شدت تحت تأثیر سرعت دورانی است. هوشمندی [16]، پذیرش جزئی در یک توربین محوری دومرحله‌ای با ضریب عکس‌العملی پایین را بررسی کرد. آقایی و طوسی [11]، مطالعه‌ی جریان در توربین فراصوت خاص را که در پذیرش جزئی کار می‌کند، به‌صورت دوبعدی و سه‌بعدی انجام داده و تأثیر تغییر هندسی لبه‌های پره‌ها بر عملکرد توربین مذکور را بررسی کرده‌اند. مطابق با نتایج به‌دست آمده در این کار، تیز کردن لبه‌های پره‌ها موجب بهبود الگوی شوک شده و اتلافات جریان ورودی به روتور کاهش یافته است. فرید و همکاران [17] نشان دادند میزان راندمان سکون به استاتیک به‌علت پذیرش جزئی افت می‌کند و بیش‌ترین راندمان در شرایط پذیرش جزئی با نسبت سرعت‌های آیزنتروپیک پایین حاصل می‌شود.

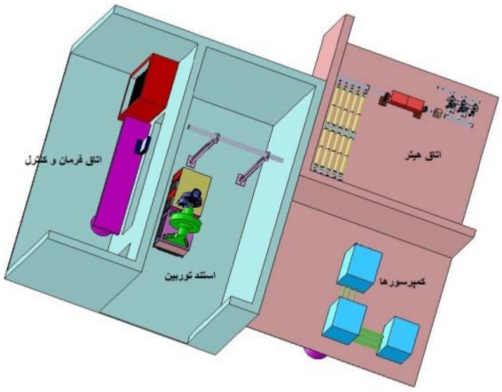
مطالعات گذشته در خصوص پذیرش جزئی نشان می‌دهد راندمان توربین به‌شدت به درصد پذیرش جزئی وابسته است. در این مطالعات مکانیزم دقیق این وابستگی را مشخص نکرده‌اند. نویسندگان این مقاله بر این باورند، از جمله کارهای اساسی در خصوص شناخت ساختاری تأثیر متقابل درجه‌ی پذیرش جزئی بر راندمان توربین، شناسایی پارامترهای مؤثر بر توزیع اتلافات و آنتروپی در فضایی است که تحت تأثیر مستقیم درجه‌ی پذیرش جزئی است. از این‌رو، در پژوهش حاضر سعی شده است با اتخاذ روشی که

مبتنی بر فرآیند طراحی گام‌به‌گام مجموعه‌ی توربین است، این پارامترها شناسایی شده و عملکرد توربین را در قبال تغییرات پارامترها در بازه‌های سفارش‌شده‌ی طراحی بسنجد.

آزمایشگاه توربین و فرآیند شبیه‌سازی

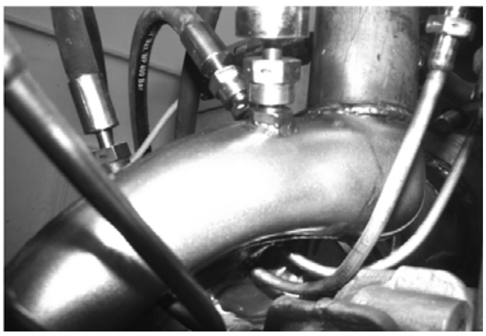
برای انجام آزمایش‌های مورد نظر در این کار، آزمایشگاه توربین‌های فراصوت توسط نویسندگان طراحی و ساخته شده است. برای به‌دست آوردن منحنی‌های عملکردی توربین، باید آزمون‌های مربوط را انجام داد. با آزمون توربین در شرایط واقعی، نمی‌توان کلیه‌ی نقاط مورد نیاز را به‌دست آورد. عملاً در آزمون‌ها از توربین‌های واقعی با گاز آزمایشی استفاده می‌کنند. با کمک این روش می‌توان منحنی مشخصه‌ی توربین را در شرایط نزدیک به شرایط واقعی (عملکردی) و با دستگاه‌های نسبتاً ساده‌ای به‌دست آورد که نیاز به صرف انرژی و مواد زیادی ندارند. در آزمون توربین‌های گازی با گاز آزمایشی، پارامترهای اصلی توربین تغییر نمی‌کنند [12]. کاهش توان، فرکانس دوران، دبی سیال، دماهای کاری، ساده کردن طرح آزمایشگاه و ارزان‌تر کردن آزمون‌ها و از این قبیل را می‌توان از ویژگی‌های این روش دانست. دمای اولیه را باید به‌گونه‌ای انتخاب نمود که انبساط هوا در توربین موجب یخ‌زدگی یا تشکیل قطرات آب در سیال نشود و شرایط شبیه‌سازی را از بین نبرد. برای این منظور، معمولاً باید هوا را تا دمای ۴۰۰ یا ۵۰۰ درجه کلوین گرم نمود.

نمایی از آزمایشگاه توربین در شکل (۱) ارائه شده است. هوا از مخازن پرفشار در مدار آزمایش تغذیه می‌شود. شیرهای تنظیم‌کننده (رگولاتورها) توسط فرمان‌یار(سروموتور)هایی که از مرکز کنترل تنظیم می‌شوند، فشار مورد نیاز در خط آزمایش را تنظیم می‌کنند. برای اندازه‌گیری دبی جرمی از دبی‌سنج جرمی با دقت ۰/۰۵ درصد در پائین دست تنظیم‌کننده استفاده می‌شود. جریان هوا از سلول‌های مبدل حرارتی عبور کرده و به دمای تنظیم‌شده می‌رسد. جریان گرم‌شده پس از عبور از یک جمع‌کننده، توربین را به حرکت در می‌آورد. گاز خروجی از توربین در فضای بیرون تخلیه می‌گردد. تمامی مراحل را شیرهای خودکار کنترل می‌کنند.



شکل ۱ نمایی از آزمایشگاه توربین

اندازه‌گیری فشار سکون و استاتیک و دمای سکون برای برآورد دقیق عملکرد توربین توسط حس‌گرهای دقیق در مکان‌های مختلفی از مجموعه‌ی توربین انجام می‌شود (شکل ۲). حس‌گرها مطابق با استانداردهای ASME و ISO [18-20] توسط واسنج (کالیبراتور)های مخصوص ساخته‌شده توسط گروه تحقیقاتی مؤلفان قبل از هر آزمون تنظیم می‌شوند.

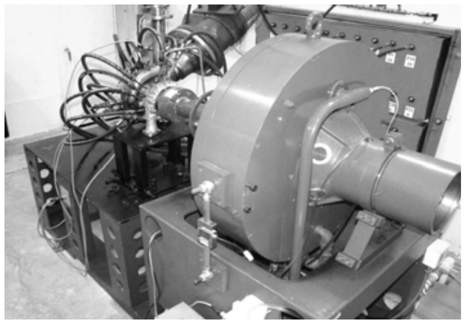


شکل ۲ نمونه‌ای از اندازه‌گیری فشار و دما بر روی چندراهه‌ی ورودی توربین

در جدول (۱) دقت تجهیزات انـدازه‌گیـری آمـده است. توان تولیدی تـوربین توسـط دینـامومتر جریـان گردابی (شکل ۳) جذب می‌شود. کنترل سرعت دورانی و اندازه‌گیری گشتاور برای محاسبه‌ی تـوان خروجـی توربین نیـز بـا ایـن دینـامومتر انجـام مـی‌شـود. دقـت اندازه‌گیری تـوان تـوربین روی دینـامومتر ٪۱± اسـت. سامانه‌ی داده‌برداری و کنترل با استفاده از یک الگوریتم پیشرفته وظیفه‌ی اندازه‌گیری‌ها و کنتـرل فرمـان‌یارهـا، شیرآلات کنترلی و تنظیم‌کننـده‌هـا، مبـدل حرارتـی و سامانه‌ی ایمنی را برعهده دارد.

جدول ۱ دقت و مدل تجهیزات اندازه‌گیری

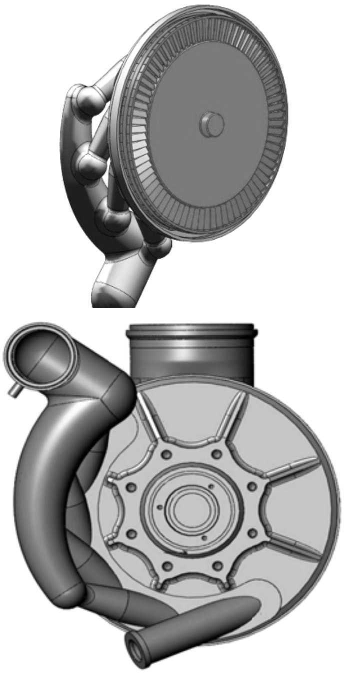
ابزار اندازه‌گیری	نوع/ اندازه‌گیری	دقت
گیج فشار	نسبی	0.1 at %FS
	مطلق	0.05 at %FS
دبی‌سنج	OPTmass-7000	0.5%
دورسنج	مغناطیسی	±5 rpm Max. 10000 rpm,
گشتاورسنج	DBBP-500	±0.03% Max. 500 kgf
حس‌گر دما	RTD-PT100	0.1%



شکل ۳ دینامومتر و بسته‌ی توربین

مدل مورد مطالعه

توربین فراصوت تک‌مرحله‌ای با نـازل‌هـای مخروطـی هم‌گرا-واگــرا در ورودی است. در شکل (٤) چند نما از این تـوربین ارائـه شـده اسـت. ایـن تـوربین‌هـا در سامانه‌های تغذیه با دبی جرمی سیال کـاری کـم مـورد استفاده قرار می‌گیرد. ویژگی ایـن نـوع تـوربین تولیـد کـارویـژه‌ی بـالا بـه‌دلیـل افـت فشـار بـالا مـی‌باشـد. سـامانه‌هـای تغذیـه‌ی مـورد اشـاره در صـنایع نفتـی، پتروشیمی، دریایی و فضایی و... استفاده می‌شوند.



شکل ٤ مجموعه‌ی توربین فراصوت با نازل‌های ورودی

به‌منظور کاهش اتلافات، جریان را با استفاده از فن پـذیرش جزئـی، از بخشـی از محـیط ۳٦۰ درجـه‌ی ورودی وارد روتور می‌کنند. وجود پـذیرش جزئـی در توربین، فرآیند مدل‌سازی و تحلیل عددی را پیچیده‌تـر می‌کند و بر هزینه‌های محاسباتی به‌میزان قابـل‌تـوجهی می‌افزاید.

پیش‌بینی عملکرد توربین

برای هرگونه بررسی و ارزیابی از عملکرد توربین، باید برآورد درستی از اتلافات و عوامـل مـؤثر بـر رانـدمان داشته باشیم. در یک تـوربین فراصـوت، منـابع اتـلاف

مختلفی وجود دارد. در این کار، فرمول (۱) برای محاسبه‌ی راندمان توربین ارائه شده است که در آن، ضرایب اتلاف محیطی (η_u)، پروفیل لبه‌ی پره‌ها (η_k)، دبی نشتی از گپ شعاعی $(\bar{m})$، ضرایب اتلاف دیسک (ξ_{fd})، بانداژ (ξ_{fb}) و پذیرش جزئی (ξ_ε) لحاظ شده است.

$$\eta_T = \eta_u \cdot \eta_k \cdot \left(1-\bar{m}\right) - \xi_{fd} - \xi_{fb} - \xi_\varepsilon \qquad (۱)$$

برای برآورد این ضرایب در اعداد ماخ مختلف آزمون‌های تجربی متعددی صورت گرفته است. تصحیحاتِ انجام‌یافته و فرآیند برآورد و محاسبه‌ی این ضرایب در مقاله‌ی دیگری ارائه خواهد شد.

مطالعات انجام‌شده نشان می‌دهد راندمان توربین به‌شدت به درصد پذیرش جزئی (فرمول ۲) وابسته است.

$$\varepsilon = \frac{F_N}{\pi D_m h_{Ne}} \qquad (۲)$$

اگر نازل‌ها دارای هم‌پوشانی باشند، سطح خروجی کل بایستی تصحیح گردد. در این شرایط، توزیع جریان به‌شدت تحت تأثیر سطح هم‌پوشانی خواهد بود.

یکی از بهترین معیارها در ارزیابی عملکرد توربین، منحنی مشخصه براساس نسبت سرعت آیزنتروپیک است. بنابراین، به‌تر است رابطه‌ای بین راندمان توربین و نسبت سرعت آیزنتروپیک به‌دست آید. با جای‌گذاری رابطه‌های معادل و یک فرآیند کوتاه ریاضی، رابطه‌ی (۳) برحسب نسبت سرعت و ضریب پذیرش جزئی برای راندمان توربین به‌دست می‌آید:

$$\eta_T = A_1\left(\frac{u}{C_{ad}}\right) - A_2\left(\frac{u}{C_{ad}}\right)^2 - A_3\frac{1}{\varepsilon}\left(\frac{u}{C_{ad}}\right)^3 - A_4\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}\left(\frac{u}{C_{ad}}\right)^3 \qquad (۳)$$
$$\left(A_{(i)} = f\left(h_{Ne}, \alpha_1, \phi, \psi\right)\right)$$

پیش از این گفته شد که راندمان توربین به‌شدت به درجه‌ی پذیرش جزئی وابسته است. با داشتن رابطه‌ی (۳) برای راندمان توربین که در آن وابستگی به درصد پذیرش جزئی مشاهده می‌شود، امکان ارزیابی عملکرد توربین با بررسی پارامترهای مؤثر بر پذیرش جزئی وجود خواهد داشت. با انجام یک‌سری محاسبات ریاضی، می‌توان نسبت سرعت آیزنتروپیک را نیز برحسب ضریب پذیرش جزئی و سرعت مخصوص توربین نوشت (فرمول ٤):

$$\frac{u}{C_{ad}} = \left(0.75e-6\frac{\bar{\tau}.n_{sT}^2}{\varepsilon.\phi.h_N D_m \sin\alpha_1}\right)^{0.5} \qquad (٤)$$

$$n_{sT} = 193.30\frac{\omega\sqrt{\dot{Q}}}{W_{0ad}^{3/4}}$$

رابطه‌های راندمان و نسبت سرعت آیزنتروپیک کاملاً غیرخطی هستند و نمی‌توان رفتار جریان در قبال تغییر درجه‌ی پذیرش جزئی را با استفاده از تحلیل‌های ریاضی صفربعدی (محاسبات ترمودینامیکی) به‌طور دقیق پیش‌بینی کرد. در واقع، با انجام محاسبات ریاضی و محاسبات اولیه، وابستگی‌های پذیرش جزئی بهینه به پارامترهای دیگر مشخص می‌شود؛ اما با توجه به ماهیت فراصوت، سه‌بعدی، ناپایا و آشفته‌ی جریان در این‌گونه از توربین‌ها تحلیل ریاضی نمی‌تواند نتیجه‌ی قطعی را برای عملکرد توربین ارائه دهد.

تجربیات نویسندگان نشان می‌دهد برای اطمینان از نتایج ارزیابی عملکرد این نوع توربین، بایستی ترکیبی از کارهای تحلیلی ریاضی و تحلیل عددی سه‌بعدی انجام گیرد و سپس برای اطمینان از نتایج نهایی، آزمایش‌های تجربی صورت پذیرد. در همین راستا، نویسندگان این مقاله، پس از تهیه‌ی معادلات دقیق برآورد اتلاف و محاسبه‌ی راندمان، با مشخص کردن

پارامترهـای تأثیرگـذار در رانـدمان، طـی یـک فرآینـد تحلیلـی یـک‌بعـدی و سـه‌بعـدی، مـوارد متعـددی از مدل‌های مختلف توربین را تحلیـل کـرده و تـأثیر ایـن پارامترها در عملکرد توربین را به‌دقت پایش کرده‌اند.

پارامترهای مؤثر بر عملکرد توربین فراصوت ضربه‌ای

گفته شد که درجه‌ی پذیرش جزئی بر عملکرد تـوربین تأثیر زیادی دارد. این گفتـه کیفـی اسـت و بایسـتی بـا روش‌های تحلیلی از نظر کمی ارزیـابی شـود. بـه ایـن منظور، پارامترهای مـؤثر بـر درجـه‌ی پـذیرش جزئـی شناســایی گردیــد. در روابــط (۴-۲) تعــدادی از پارامترهای مورد نظر دیده می‌شـود. بخـش دیگـر ایـن پارامترها را می‌توان در پارامترهای طراحـی نـازل‌هـای ورودی توربین جست و جو کرد. این پارامترها از نظـر چگونگی توزیع جریان ورودی دارای اهمیت هستند و در حقیقت، بررسی ایـن تـأثیر هـدف مقالـه‌ی حاضـر است. این پارامترهـا نماینـده‌ی پدیـده‌هـای فیزیکـی و محدوده‌های طراحی هسـتند. ایـن محـدوده‌هـا شـامل محدوده‌های سیالاتی (مانند پارامترهای بی‌بعد عملکرد) و الزامات سازه‌ای نیز می‌شوند. بر این اساس، می‌تـوان جدول (۲) را مبنای مطالعات پارامتری این مقاله معرفی کرد.

برای فهم کامل چگونگی تأثیر پارامترهای جـدول (۲) بـر توزیـع جریـان و در نتیجـه عملکـرد تـوربین، چندین طرح مختلف انتخاب شده است. این انتخـاب، با توجه به بازه‌های مجاز طراحی صورت گرفته اسـت. نتایج عملکـردی تـوربین براسـاس طراحـی مقـدماتی یک‌بعدی در جدول (۳) ارائه شده است.

در جدول (۳) مقـادیر انتخـابی دو پـارامتر ارتفـاع خروجی و زاویه‌ی نصب نازل بـه عنـوان نمونـه ارائـه شده است. بـا وجـود تغییـرات انـدک در مقـادیر ایـن پارامترهـا (۲ تـا ۳٪) مشـاهده مـی‌شـود کـه درجـه‌ی پـذیرش جزئـی و بـه‌همـان نسـبت، رانـدمان تـوربین تغییرات قابل‌توجه (حدود ۷٪) دارند. مشاهده می‌شـود که عملکـرد تـوربین نسـبت بـه تغییـرات پارامترهـای طراحی نازل و مؤثر بر پذیرش جزئی، بسـیار حسـاس است.

مطابق با جدول (۳) و برخلاف نتایج گزارش‌شـده در مراجع مختلف که نمونه‌هایی از آن در بخش مقدمه ارائه شـد، بـیش‌تـرین رانـدمان در بـیش‌تـرین درصـد پذیرش جزئـی روی نمـی‌دهـد. ایـن موضـوع در کـار مؤلفان در مرجع [12] به‌دقت تحلیل شده است. علـت این پدیده‌هـا را بایسـتی در توزیـع سـه‌بعـدی جریـان جست‌وجو کرد. به این منظور، تحلیل عددی سه‌بعـدی طـرح‌هـای انتخـابی صـورت گرفتـه و پدیـده‌هـای مشاهده‌شده ارزیابی شده‌اند. در بخش بعـد، چگـونگی تحلیل عددی تشریح شده است.

جدول ۲ پارامترهای مؤثر بر درجه‌ی پذیرش جزئی

پارامتر	محدوده	واحد
ضریب سرعت	φ	–
زاویه‌ی نصب نازل	α_N	درجه
ارتفاع خروجی نازل	h_{Ne}	mm
اختلاف ارتفاع پره با نازل از نوک	Δh_{tip}	mm
اختلاف ارتفاع پره با نازل از ریشه	Δh_{hub}	mm
فاصله‌ی شعاعی بانداژ و بدنه	Δr	mm
ضریب سرعت مخروطی	φ'	–
زاویه‌ی بین دو نازل	θ	درجه
ضریب افت شبکه	ξ	–
زاویه‌ی بازشدگی مخروطی	γ	درجه

جدول ۳ نتایج عملکردی توربین براساس طراحی مقدماتی یک‌بعدی برای طرح‌های مختلف

پارامتر	طرح اول	طرح دوم	طرح سوم	طرح چهارم	طرح پنجم
ε (٪)	۲۸.۹٤	۳۱.۲۰	۲۹.۳۰	۳۱.۷۰	۳۰.۲۷
η_T (٪)	٥۲.۸	٥٦.٤٤	٥٥.۹۰	٥٤.٤۲	٥٦.۲۸
h_{Ne} (mm)	۲۰	۲۰.۷۰	۲۰	۲۰.۹۰	۱۹.۱۰
α_N (درجه)	۲۰	۱۹.۷٤	۲۰.٥۰	۱۹.٦٥	۱۹.۷٤

مدل‌سازی عددی

ناپایی‌های ذاتی توربوماشینی همواره در تحلیل‌های عددی مورد توجه بوده است. امّا برای تحلیل توربین در شرایط نامی و طراحی، عملکرد اصلی توربوماشین مد نظر است. چنانچه ما از مطالعه‌ی عددی خود انتظار بررسی‌های ترمودینامیکی و پارامترهای عملکردی کلی را داشته باشیم، می‌توانیم به داده‌های رژیم پایا اطمینان داشته باشیم [12]. از سویی دیگر، محدودیت‌های سخت‌افزاری، مانند بیشینه‌ی توان پردازش در اختیار و برآورد هزینه‌های محاسباتی، استفاده از تحلیل ناپایا را در بسیاری از مواقع از اولویت خارج می‌سازد. با توجه به این نکات، در کار حاضر تحلیل‌های عددی در رژیم پایا که در نرم‌افزار CFX با فروزن-روتور (frozen rotor) مدل می‌شود انجام یافته است.

مدل فروزن-روتور از قالب مرجع چرخان استفاده می‌کند تا موجب صرفه‌جویی در منابع محاسباتی در تبدیل جریان گذرای توربوماشینی به جریان پایا گردد. در روش‌های ناپایا، صفحه‌ی اختلاط (mixing plane) میانگین مقادیر در حدفاصل روتور و استاتور را ارائه می‌دهد. در صورتی‌که در روش فروزن-روتور مقادیر به‌دست آمده از محاسبات در دو سوی صفحه‌ی میانی منتقل می‌شود. بنابراین، برای مشاهده‌ی آثار دنباله‌ی جریان در پایین‌دست، به‌تر است از مدل فروزن-روتور استفاده شود. اما ایراد این روش در آن است که برای یک موقعیت نسبی تکینه این نتایج را می‌دهد و در شرایط واقعی، برای تمام موقعیت‌های نسبی چنین نتیجه‌ای را نخواهد داشت. در نتیجه برای یافتن مقادیر واقعی باید به روش‌هایی مانند روش گذرا مراجعه کرد.

در این روش مقداری خطا وجود خواهد داشت که با توجه به مشکلات شمرده‌شده در ابتدای این بخش، این خطا که همواره در مراجع به‌صورت کیفی و اندک ذکر شده است، قابل قبول است. هم‌چنین، از آنجایی‌که در تحلیل عددی مدل‌های مورد مطالعه در این کار از روش یکسانی استفاده‌شده و نویسندگان مقاله دیدگاه مقایسه‌ای داشته‌اند، این راه‌کار بدون اشکال خواهد بود. گفتنی است مقایسه‌ی نتایج تحلیل‌های عددی پایا و ناپایا توسط نویسندگان در مقاله‌ای دیگر صورت گرفته است. معادلات به‌کار رفته، معادلات ناویر-استوکس میان‌گیری شده‌ی رینولدز (RANS)، حاکم بر جریان ویسکوز تراکم پذیر می‌باشند.

مدل آشفتگی

برای مدل‌سازی و برآورد آشفتگی جریان از مدل $k-\omega$ استفاده شده است. این مدل برای محاسبات توربوماشینی مدل مناسبی است و در مراجع مختلف به‌دقت این مدل ارجاع شده است [12] این مدل برای اعداد رینولدز پایین در نزدیکی دیواره‌ها، به‌طور خودکار تابع دیواره‌ی مناسب را انتخاب می‌کند. نرم‌افزار CFX از گزینه‌ی خودکار برای این مدل استفاده می‌کند.

مدل $k-\omega$ را می‌توان به فرم‌های کلی (۹-٥) نوشت.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\left[\rho k u_j-\left(\mu+\frac{\mu t}{\sigma_k}\right)k_{,j}\right]_{,j} = P-\beta^*\rho\omega \qquad (۵)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega)+\left[\rho\omega u_j-\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\omega_{,j}\right]_{,j} = \alpha\frac{\omega}{k}P-\beta\rho\omega^2 \qquad (۶)$$

$$\mu_t=\alpha^*\rho\frac{k}{\omega} \qquad (۷)$$

$$P=\tau_{ij}^{turb}u_{i,j} \qquad (۸)$$

$$\alpha^*=1,\alpha=\frac{5}{9},\beta^*=\frac{9}{100},\beta=\frac{3}{40} \qquad (۹)$$

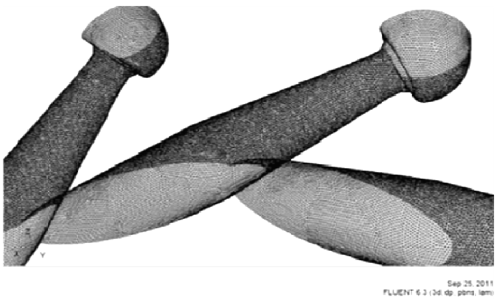
مطالعه‌ی شبکه‌ی محاسباتی

به‌دلیل این‌که سطوح زیادی از میدان جریان دارای انحناهای پیچیده است، ناگزیر از شبکه‌ی مرکب (hybrid) استفاده شده است. به‌طوری‌که در سطوح و لبه‌های حمله و فرار پره‌ها و نیز ناحیه‌ی خروجی روتور از شبکه‌ی با سازمان و در سایر نقاط از گره‌های مثلثی و هرمی استفاده شده است. در استفاده از شبکه‌ی بی‌سازمان، تلاش بر این بوده است که کیفیت سلول‌های ایجادشده بالا باشد. در شکل (۵) نمایی از شبکه‌ی ریز تولید شده در دیواره‌ی نازل‌ها ارائه شده است.

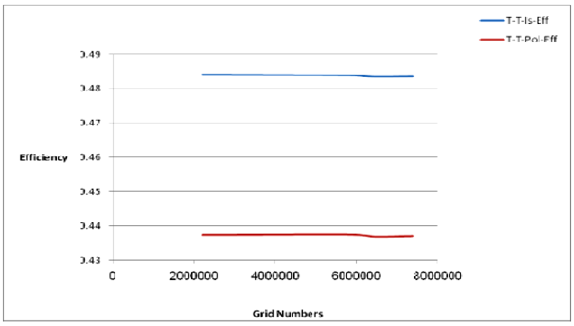
از بین شبکه‌های محاسباتی تولیدشده، شبکه‌ی ریز دارای ۷,۳۸۰,۰۰۰ سلول و شبکه‌ی درشت دارای ۲,۲۰۰,۰۰۰ سلول محاسباتی می‌باشد. مطالعه‌ی استقلال شبکه انجام یافته است. در شکل (۶) مشاهده می‌شود که با افزایش تعداد گره‌های محاسباتی به بیش از شش میلیون، تغییرات راندمان متوقف می‌شود.

شرایط مرزی

کل ناحیه‌ی محاسباتی به دو ناحیه‌ی روتور و استاتور تقسیم گردید که ناحیه‌ی روتور با سرعت ۹۹۰ rad/s در حال چرخش است. در ورود، شرط مرزی فشار سکون (۷/۵ بار) و دمای سکون (۴۵۰ کلوین) با ۵٪ شدت آشفتگی تعریف شده است. در مرز خروجی، میانگین فشار استاتیک (شرایط جو آزمایشگاه) تعیین شده است. تمامی دیواره‌ها آدیاباتیک و با شرط عدم لغزش تنظیم شده‌اند. سیال عامل گاز ایده‌آل هوا می‌باشد. رسیدن به دقت $۱۰^{-۶}$ و تحقق پیوستگی دبی جرمی در ورود و خروج معیار هم‌گرایی بوده است. صفحه‌ی میانی در فضای محوری خروجی نازل‌ها و روتور انتخاب شده است. در شکل (۷) ناحیه‌های سیالاتی مشخص شده است.



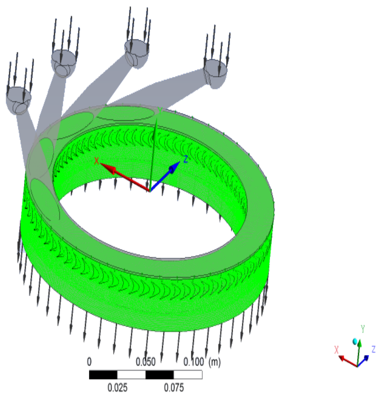
شکل ۵ نمایی از شبکه‌ی محاسباتی در دیواره‌ی نازل‌ها



شکل ۶ تغییرات راندمان بر اساس تعداد گره‌های محاسباتی

نتایج تحلیل عددی سه‌بعدی

نتایج به‌دست آمده، اهمیت پارامترهای انتخاب‌شده و نیز پدیده‌های مرتبط با عملکرد توربین‌های فراصوت در شرایط پذیرش جزئی را به‌خوبی نشان داد. این نتایج در دو بخش عددی و الگوی جریان بررسی می‌شود. به‌عنوان مثال در بخش عددی، جدول (٤) مقایسه‌ی پارامترهای عملکردی توربین برای طرح‌های اول و دوم را نشان می‌دهد.



شکل ۷ نواحی سیالاتی استاتور و روتور

جدول ٤ مقایسه‌ی نتایج تحلیل سه‌بعدی

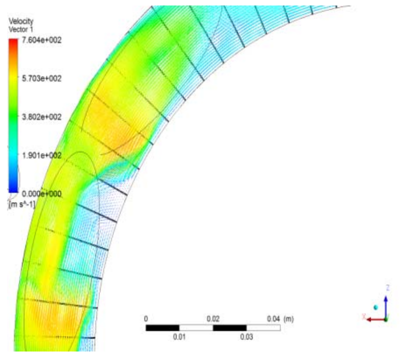
پارامتر	طرح اول	طرح دوم
گشتاور (N.m)	۳۲.۷٤	۳۳.۸٤
راندمان کل به کل آیزنتروپیک	۰.۵۰٤	۰.۵۲۳
راندمان کل به استاتیک آیزنتروپیک	۰.٤۷۲	۰.٤۸۵
راندمان کل به کل پلی‌تروپیک	۰.٤۵۷	۰.٤۷۷
راندمان کل به استاتیک پلی‌تروپیک	۰.٤۲۲	۰.٤۳٤

داده‌های تحلیل عددی با نتایج به‌دست آمده از محاسبات یک‌بعدی تفاوت‌هایی دارد؛ به‌طوری‌که پارامترهای عملکردی توربین مقادیر کم‌تری را در تحلیل سه‌بعدی به‌خود اختصاص داده‌اند. وجود این تفاوت‌ها قابل پیش‌بینی است و ریشه در تأثیر پارامترهای مؤثر بر درجه‌ی پذیرش جزئی در توزیع سه‌بعدی جریان دارد. به‌عنوان مثال، به موارد ذیل می‌توان اشاره کرد:

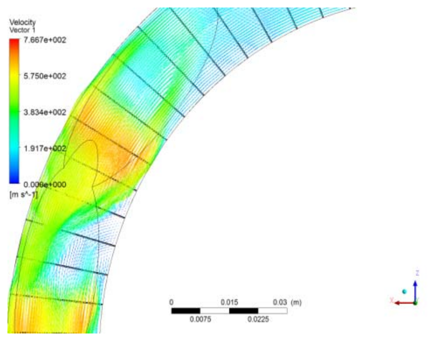
۱- چگونگی نفوذ جریان از ناحیه‌ی فعال به ناحیه‌ی غیرفعال با توجه به زاویه‌ی نصب نازل و شکل هندسی نازل‌ها.
۲- چگونگی انتقال سیال از ناحیه‌ی غیرفعال به ناحیه‌ی فعال با توجه به زاویه‌ی نصب نازل.
۳- تأثیر سطح هم‌پوشانی خروجی نازل‌ها.
٤- چگونگی و میزان انبساط جریان تحت مقادیر مختلف زاویه‌ی بازشدگی بخش واگرای نازل‌ها.
۵- شدت عدد ماخ، که وابسته به نسبت سطح نازل می‌باشد؛
٦- جدایش جریان در ارتفاع پره، وابسته به زاویه‌ی تابش جریان از نازل به روتور.
۷- چگونگی توزیع و گسترش موج شوک.
۸- چگونگی توزیع سه‌بعدی جریان در ارتفاع کانال.
و از این قبیل.

البته بخشی از موارد ذکرشده، مانند موارد ۵ تا ۷ در پذیرش کلی نیز مؤثر هستند؛ اما در پذیرش جزئی تفاوت‌هایی وجود دارد. به‌عنوان مثال، تشکیل موج شوک در توربین‌های فراصوت موضوعی طبیعی است؛ اما این‌که در پذیرش جزئی، این موج شوک چگونه در راستای محوری، پیرامونی و شعاعی توسعه می‌یابد، بر توزیع اتلاف این توربین‌ها اثرگذار است. اگر توزیع شوک در راستای پیرامونی با شدت بالا صورت گیرد، نشتی جریان در این راستا بیش‌تر می‌شود و موجب افزایش اتلاف فشار سکون می‌گردد. این اتفاق در پذیرش کلی رخ نمی‌دهد، زیرا تمامی سطح ورودی روتور فعال است و تنها با تداخل امواج در راستای پیرامونی مواجه هستیم.

برای این مثال شکل (۸) را مشاهده کنید. این شکل نشان می‌دهد که در انتهای بخش فعال در جهت زاویه‌ی نصب نازل‌ها، تشکیل شوک رژیم جریان را تغییر داده است. در مدل‌های مختلف، سطح این تغییر می‌تواند با توجه به زاویه‌ی نازل، متفاوت باشد (موارد الف و ب).

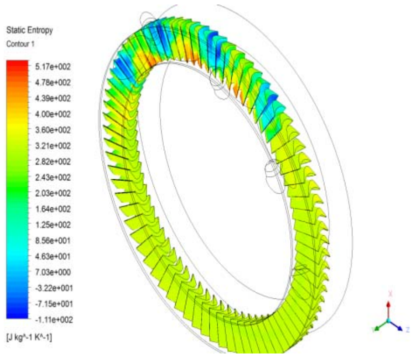


الف) طرح اول

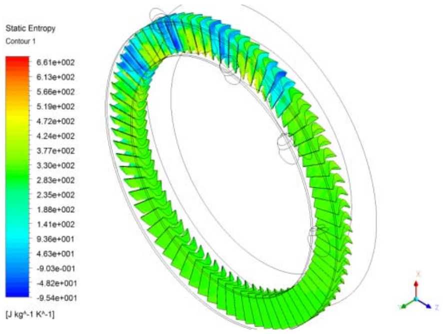


ب) طرح دوم

شکل ۸ تشکیل موج شوک در انتهای بخش فعال



الف) طرح اول



ب) طرح دوم

شکل ۹ توزیع سه‌بعدی آنتروپی در روتور

ویژگی‌های متفاوت در توزیع سه‌بعدی جریان در فضای محوری خروج نازل- ورود روتور قابل رصد است و با اندازه‌گیری‌های عددی و آزمایشگاهی می‌توان جزئیات دقیق‌تری از الگوی جریان را در این ناحیه به‌دست آورد.

برای درک به‌تر از تأثیر پارامترهای ذکرشده، کانتورهای دیگری ارائه شده است.

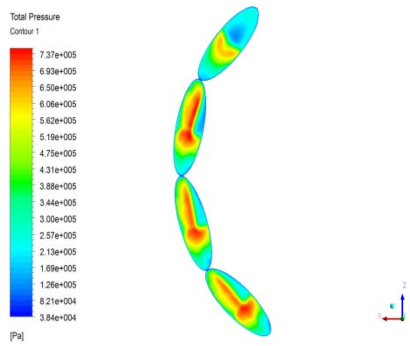
در شکل (۹) مشاهده می‌شود که توزیع سه‌بعدی آنتروپی برای طرح اول به‌تر از طرح دوم است و حداکثر مقدار آنتروپی در طرح اول حدود ۲۸ درصد کم‌تر از طرح دوم است. تفاوت توزیع آنتروپی نتیجه‌ی مستقیم بر راندمان توربین‌ها دارد. زیرا آن‌چه به‌عنوان اتلاف شناخته می‌شود، در توزیع آنتروپی خود را نشان می‌دهد.

هم‌چنین در شکل (۱۰) توزیع فشار سکون مدل الف نشان‌گر توزیع همگن‌تری از جریان با افت کم‌تر است. از نظر عددی نیز، سطح فشار در این مدل حدود ۱۱ درصد بیش‌تر از مدل دیگر می‌باشد.

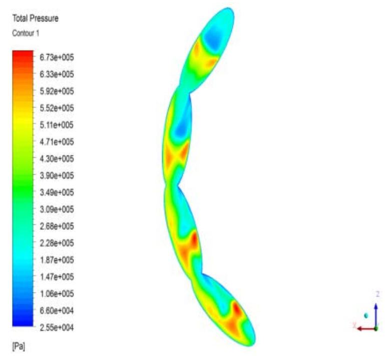
کانتورهای توزیع فشار استاتیک برای توربینی که در پذیرش کامل کار می‌کند با توربین‌های طرح اول و دوم در شکل (۱۱) مقایسه شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در مدل پذیرش کامل، توزیع فشار استاتیک کاملا همگن بوده و با یک الگوی یکسان در روتور تزریق می‌گردد. در طرح اول، توزیع فشار نسبت به مدل دوم با کیفیت به‌تری انجام شده است؛ اما در خروجی نازل اول، سطح کلی فشار پایین‌تر است. کاهش مقدار عددی فشار استاتیک در طرح اول نسبت به طرح دوم، با توجه به افزایش عدد ماخ در طرح اول

قابل توجیه است (شکل ۱۲). سطح بیشینه‌ی فشار استاتیک محلی در مدل پذیرش کامل به‌طور قابل توجهی افزایش نشان می‌دهد.

در شکل (۱۲) مقایسه‌ی بین کانتورهای عدد ماخ توربین در پذیرش کلی و طرح‌های اول و دوم ارائه شده است. توزیع همگن‌تر جریان در پذیرش کلی قابل مشاهده است. با توجه به شکل (۱۲) نواحی دارای بیش‌ترین عدد ماخ در طرح اول در خروجی نازل بیش از طرح دوم است. وجود گردابه‌ی قوی در مرکز سطح خروجی نازل طرح دوم ممکن است در اثر تداخل جت‌های جریان در سطح هم‌پوشانی نازل‌ها ایجاد شده باشد. هم‌چنین مشاهده می‌شود که جریان فراصوت به‌صورت همگن توزیع نشده است.

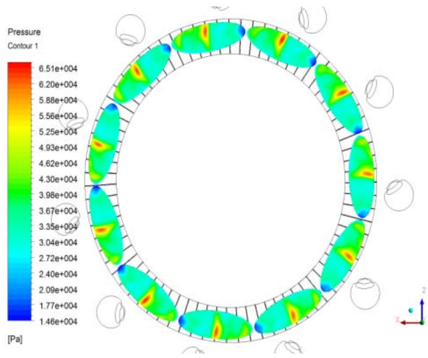


الف) طرح اول

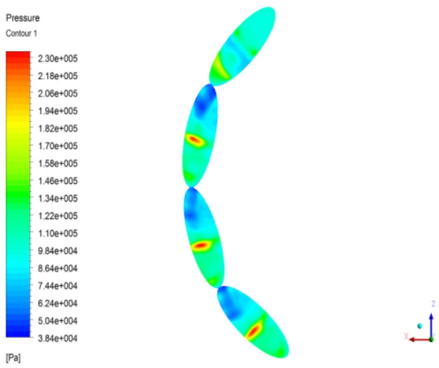


ب) طرح دوم

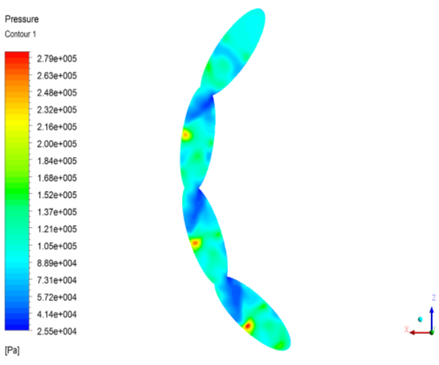
شکل ۱۰ توزیع فشار سکون در خروجی نازل- ورودی روتور



الف) پذیرش کامل



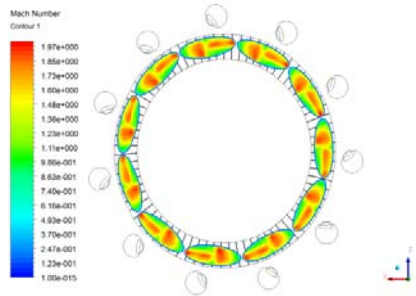
ب) طرح اول



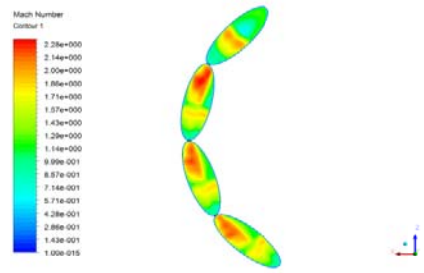
ج) طرح دوم

شکل ۱۱ مقایسه‌ی توزیع فشار استاتیک در خروجی نازل- ورودی روتور برای پذیرش کامل و طرح‌های اول و دوم

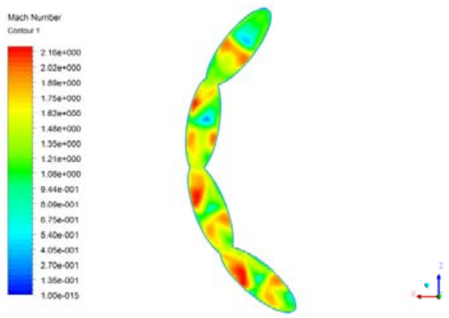
این تفاوت‌ها عمدتاً از تفاوت پارامترهای هندسی طراحی نازل‌ها حاصل می‌شود.



الف) پذیرش کامل



ب) طرح اول



ج) طرح دوم

شکل ۱۲ مقایسه‌ی توزیع ماخ در خروجی نازل- ورودی روتور برای پذیرش کامل و طرح‌های اول و دوم

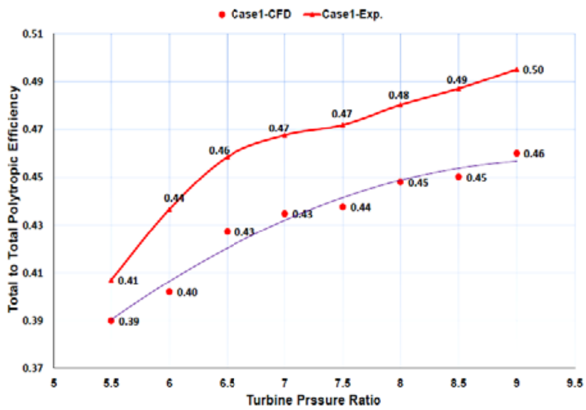
نتایج تجربی

چنان‌چه پیش از این نیز گفته شد، از دو روش برای به‌دست آوردن منحنی مشخصه‌ی توربین استفاده شده است. در روش اول، در سرعت دورانی ثابت، فشار ورودی تغییر داده شده است. در روش دوم، با تثبیت فشار ورودی، سرعت دورانی تغییر داده شده است. نتایج به‌دست آمده در این بررسی‌ها جالب توجه است. همان‌طور که در نمودارهای شکل‌های (۱٤ و ۱۳) دیده می‌شود، با افزایش فشار ورودی راندمان افزوده شده است؛ دلیل آن، بهبود وضعیت ترمودینامیکی جریان در اثر افزایش نسبت فشار است. هم‌چنین، در نسبت فشار ثابت، افزایش سرعت دورانی موجب افزایش نسبت سرعت آیزنتروپیک شده و راندمان افزایش یافته است.

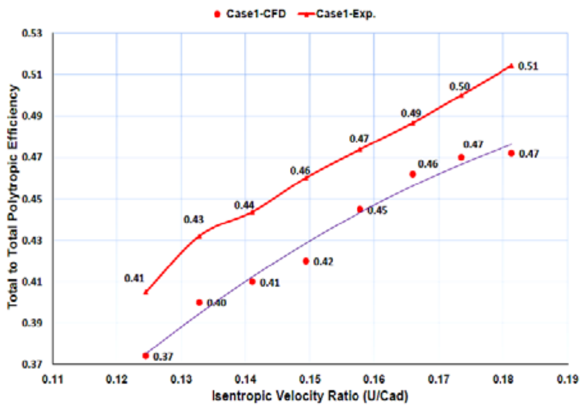
به‌طور کلی، نتایج ارائه‌شده در این نمودارها نشان‌دهنده‌ی انطباق مناسب نتایج تجربی و عددی است. اختلاف موجود به اتلافات اضافی اتصال مکانیکی دینامومتر و نیز به مدل frozen rotor در شبیه‌سازی عددی برمی‌گردد. وارما [21] می‌گوید با افت شدید سرعت در شرایط شبیه‌سازی در آزمایشگاه، کاهش قابل توجه راندمان آزمون‌ها قابل قبول است. در کار حاضر نیز، با توجه به کاهش بیش از پنجاه درصدی سرعت دورانی، اختلاف زیاد بین نتایج تجربی و تحلیلی قابل قبول است. به هرحال، رفتار عملکردی منحنی‌ها برهم منطبق است و تناقضی در این رفتار دیده نمی‌شود. بنابراین، می‌توان به نتایج مدل‌سازی اعتماد داشت.

شکل (۱۵) رفتار نسبت فشار نازل را در قبال تغییر نسبت فشار توربین در نسبت سرعت دورانی طراحی برای هر دو طرح نشان می‌دهد. در نسبت فشارهای توربین پایین‌تر از مقدار طراحی، شیب تغییرات مثبت است و با نرخ تندی تغییر می‌کند؛ اما در نسبت‌های بالاتر از ۷/۵ که نسبت طراحی می‌باشد، شیب تغییرات کم‌تر می‌شود و نسبت فشار نازل با شیب منفی به سمت ثابت شدن پیش می‌رود. نتایج تست طرح اول نیز همین الگو را نشان می‌دهد.

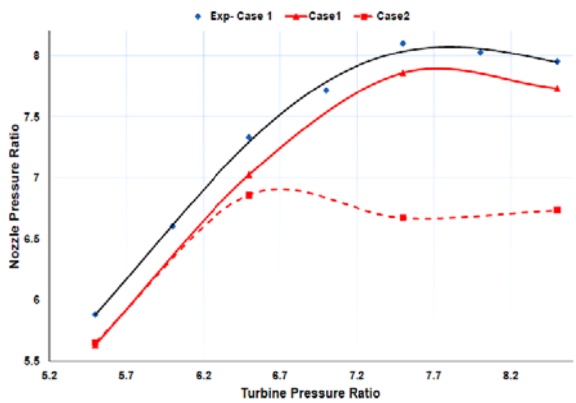
با توجه به پارامترهای تغییر یافته برای دو نازل که به هندسه‌ی خروجی آن‌ها ارتباط دارد، می‌توان چنین نتیجه گرفت که توزیع جریان در خروج نازل- ورود روتور بر عملکرد توربین اثر گذاشته است. کانتورهای ارائه‌شده در شکل‌های (۱۲-۸) و منحنی‌های شکل (۱۵) مؤید این مطلب است. از آنجا که این توربین‌ها در شرایط پذیرش جزئی هستند، تعیین درجه‌ی آن که وابسته به پارامترهای هندسی نازل‌ها می‌باشد از اهمیت زیادی برخوردار است.



شکل ۱۳ تغییرات راندمان برحسب نسبت سرعت آیزنتروپیک در سرعت دورانی ثابت، نسبت فشار متغیر



شکل ١٤ تغییرات راندمان برحسب نسبت سرعت آیزنتروپیک در نسبت فشار ثابت، سرعت دورانی متغیر



شکل ۱۵ تغییرات نسبت فشار نازل برحسب نسبت فشار توربین

نتایج جـدول (۳) و چگـونگی توزیـع سـه‌بعـدی جریان نشان می‌دهد که برای این توربین‌ها درجـه‌ای از پذیرش جزئی را می‌توان یافت که مقداری بهینه باشـد. برای این منظور، شناسایی پارامترهای مهم در ایـن کـار راه‌گشا است و می‌توان در پژوهش‌های بعدی در مورد چگونگی بهینه‌سازی پذیرش جزئی توربین‌های نمونـه بحث کرد.

نتیجه‌گیری

در این کـار تـوربین فراصـوت نمونـه کـه در پـذیرش جزئی کار می‌کنـد مـورد مطالعـه قـرار گرفـت. هـدف بررسی تأثیر پذیرش جزئـی بـر جریـان سـه‌بعـدی در فضای محوری خروجی نازل- ورودی روتور بود. این هدف با معرفی روابط عملکردی تـوربین و محاسـبات یک‌بعدی، سه‌بعدی و آزمایش‌های تجربی محقق شد.

رابطه‌ی ارائـه‌شـده بـرای رانـدمان، تـأثیر مسـتقیم درجه‌ی پذیرش جزئی و پارامترهای آیروترمودینامیکی توربین، مانند فشار سکون ورودی و سرعت دورانی را بر عملکرد توربین نشان می‌دهد.

در مدل‌سازی عددی، با توجه به توجیه اقتصادی و امکانات نرم‌افزاری و سـخت‌افـزاری موجـود، از روش پایا استفاده شد. نتایج تجربی نشان داد که مـدل‌سـازی انجـام‌شـده دارای انطبـاق مناسـبی اسـت و اختلافـات موجود باعث تناقض در رفتار نتایج نیست.

نتایج عددی-تجربی به‌دسـت آمـده نشـان داد کـه توزیع سه‌بعدی جریان در فضای محوری خروج نازل- ورود روتور به‌شدت تحت تـأثیر پارامترهـای هندسـی نازل‌ها می‌باشد. این پارامترها درجه‌ی پذیرش جزئی را تعریف می‌کنند. وجود تغییرات اندک در محدوده‌هـای مجاز طراحی، تأثیرات قابل توجهی بر عملکرد تـوربین دارد. بنابراین، بایستی در تعیین درجه‌ی پذیرش جزئی، از روش‌های طراحی بهینه و با استفاده از الگوریتم‌های بهینه‌سازی مناسب مانند الگوریتم ژنتیک استفاده کرد.

مراجع

1. Robert, C., Howard, Z. and Warren, J., "Effects of partial admission on performance of a gas turbine", NASA NACA-TN-1807. p. 79, (1949).
2. Balge, O.E. and Binsley, R.L., "Axial Turbine Performance Evaluation Part A- Loss Geometry Relationships", *J.Eng. for Power*, pp. 341-348, (1968).
3. Klassen, H.A., "Cold-air investigation of effects of partial admission on performance of 3.75-inch mean-diameter single stage axial-flow turbine", *NASA Technical Reports Server* (NTRS), NASA: Glenn Research Center, p. 22, (1968).
4. Bohn, D., Gier, J. and Ziemann, M., "Influence of the Cross-Over Channel Geometry on the Flow Equalization in Partial-Admission Turbines", *VGB PowerTech 2*, p. 49-54, (1998).
5. Cho, S.Y., Cho, C.H. and Kim, C., "Performance Prediction on a Partially Admitted Small Axial-Type Turbine", *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, Vol. 49(4), p. 7, (2006).
6. Gerolymos, G.A. and Hanisch, C., "Multistage Three-Dimensional Navier–Stokes Computation of Off-Design Operation of a Four-Stage Turbine", *Journal of Power and Energy*, Vol. 213(4), p. 18, (1999).

7. Thakker, A. and Hourigan, F., "Computational fluid dynamics analysis of a 0.6 m hub-to-tip ratio impulse turbine with fixed guide vanes", *Renewable Energy*, 30(9), pp. 1387-1399, (2005).
8. Aghaei tog, R. and Tousi , A.M., "Design and CFD Analysis of Centrifugal Compressor for a Microgasturbine", *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol. 79(07), p. 6, (2007).
9. Aghaei tog, R., Tousi, A.M. and Tourani, A., "Comparison of Turbulence Methods in CFD Analysis of Compressible Flows in Radial Turbomachines", *Journal of Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, Vol. 180(6), p. 11, (2008).
10. Aghaei tog, R., Tousi, A.M. and Ghaffari, J., "Improving of the Micro-Turbine’s Impeller Performance by Changing the Blade Angles", *ICCES2010*, Las Vegas, (2010).
11. Aghaei tog, R., Tousi,A.M. and Boroomand, M., "Numerical and Experimental Evaluation of Supersonic Turbine Flow and Effect of Geometrical Change of Blade Edges on Turbine Performance", *Journal of Applied and Computational Sciences in Mechanics*, Vol. 22(3), p. 26, (2011).
12. Aghaei tog, R. and Tousi, A.M., "Experimental and numerical investigation of design optimization of a partial admitted supersonic turbine", *Propulsion and Power Research*, (2013).
13. Skopek, J., Vomela, J ,.Tajc, L. and Polansky, J. "Partial steam admission in an axial turbine stage" IMECE, C557, *London: Professional Engineering Publishing Limited for the Institution of Mech. Eng.*, Bury St Edmunds and London, UK, (1999).
14. Dorney, D.J., Griffin, L.W. and Sondak, D.L. "Full- and Partial Admission Performance of the Simplex Turbine", *38th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit*, Indianapolis, NASA., (2002).
15. Jeong, E., Kang S.H., Park, P.G. and Kim, J., "Effect of Nozzle-Rotor Clearance on Turbine Performance", FEDSM2006, *ASME Joint U.S.-European Fluid Eng. Summer Meeting*, Miami, Fl., ASME., (2006).
16. Hushmandi, N.B., "Numerical Analysis of Partial Admission in Axial Turbines", *Engineering and Management*, KTH Industrial Engineering and Management, KTH, Stockholm,Sweden,. p. 118, (2010).
17. Fridh, J., "Experimental Investigation of Performance, Flow Interactions and Rotor Forcing in Axial Partial Admission Turbines", KTH, School of Industrial Engineering and Management (ITM), Energy Technology, Heat and Power Technology, KTH Stockholm. p. xvi, 69, (2012).
18. ISO-5167, Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes Inserted in Circular Cross-Section Conduits Running Full, Geneve, Switzerland, (1980).
19. ASME-PTC-19.1, Measurement Uncertainties, American Society of Mechanical Engineers, (1985).
20. ISO-2314, Gas Turbines-Acceptance Tests, Geneve, Switzerland, (1989).

21. Varma, A.K. and Soundranayagam, S., "Experimental study of a small partial admission axial turbine with low aspect ratio blade", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: *Journal of Aerospace Engineering*, (2012).